

**Міністерство освіти і науки України**



**Тернопільський національний технічний університет  
імені Івана Пулюя**

*Кафедра технічної механіки  
та сільськогосподарських машин*

# **ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання курсового проекту  
для студентів денної та заочної форм навчання  
спеціальності 133 Галузеве машинобудування  
спеціалізації «Машини сільськогосподарського виробництва»

Тернопіль – 2020

Укладачі: к.т.н. Олексюк В.П., к.т.н. Сташків М.Я., Бортник І.М.

Методичні вказівки розроблено відповідно до навчальної програми і призначено для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування спеціалізації «Машини сільськогосподарського виробництва».

Завдання методичних вказівок – надати методичну допомогу студентам при виконанні курсового проекту. Тут у короткій формі наведено основні вимоги і вказівки для виконання курсового проекту, приведено ряд довідкових матеріалів. Викладено теоретичні основи розрахунку технологічних характеристик кукурудзозбиральних комбайнів, енергетичні та конструктивні розрахунки, а також наведено приклади розрахунків їх основних робочих органів.

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни „Проектування машин для збирання сільськогосподарських культур” для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування спеціалізації «Машини сільськогосподарського виробництва» розглянуті і рекомендовані до друку на засіданні кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин ТНТУ,  
протокол № 11 від 06.05.2020 р.

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни „Проектування машин для збирання сільськогосподарських культур” для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування спеціалізації «Машини сільськогосподарського виробництва» розглянуті і рекомендовані до друку на засіданні методичної комісії факультету інженерії машин, споруд та технологій ТНТУ,  
протокол № 9 від 27.05.2020 р.

Рецензент: к.т.н., доцент кафедри автомобілів Цьонь О.П.

## ВСТУП

При створенні деталей машин головним виконавцем є конструктор, від якого вимагаються добрі знання, вміння та особиста творча ініціатива у прийнятті конкретних технічних рішень. Тому студенти, готуючись у вищому навчальному закладі до майбутньої творчої діяльності у ролі конструктора, повинні досягнути основні методи проектування і засвоїти ряд положень, які дадуть можливість орієнтуватися в різноманітності технічних рішень, виконувати загальну оцінку тенденції розвитку техніки, оволодіти необхідними прийомами у виконанні конструкторських робіт.

Ефективність виробництва, його технологічний рівень, якість виготовлення продукції у великій мірі залежить від випередженого розвитку виробництва нового обладнання, сільськогосподарських машин, верстатів та апаратів, від всебічного впровадження методів техніко-економічного аналізу, що поліпшує вирішення технічних питань і економічну ефективність.

При створенні нових машин і модернізації тих, що серійно випускаються, більше уваги необхідно приділяти підвищенню їхньої продуктивності, надійності та довговічності, дотриманню єдиних правил техніки безпеки і гігієни праці. Найважливішим завданням машинобудівників є створення таких машин, які змогли б працювати без будь-яких технічних оглядів протягом сезону експлуатації.

Метою даного курсового проекту є обґрунтування основних параметрів кукурудзозбиральних комбайнів як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва. При цьому раціональним є застосування ПК, з використанням спеціалізованих програм. Це дає змогу прискорити, уточнити, оптимізувати параметри і конструкцію, а також полегшити працю конструктора.

## **Мета, зміст і об'єм курсового проекту**

Мета курсового проекту – розвинути і закріпити навички самостійного використання студентами теоретичних знань для вирішення ряду інженерних задач: технологічних, конструкторських і науково – дослідних, закріпити вміння працювати з технічною літературою, аналізуючи досягнення вітчизняної та зарубіжної науки і техніки, узагальнити досвід промисловості, набуті навички до самостійного вирішення нових проблем, проведенню теоретичних і експериментальних досліджень.

Даний курсовий проект складається з розрахунково – пояснюючої записки загальним обсягом 30..40 сторінок та графічної частини в обсязі двох-трьох аркушів формату А1.

Розрахунково – пояснююча частина оформляється на аркушах формату А4 згідно діючих ДОСТів і ЄСТД.

В графічній частині потрібно накреслити технологічну схему роботи кукурудзозбирального комбайну, складальне креслення вузла (робочого органа) машини, а також деталювання цього вузла (робочого органа).

Розрахунково – пояснююча записка повинна включати в себе наступні розділи:

Завдання на проектування

Анотація

Вступ

1. Опис об'єкту розробки
2. Розрахунок технологічних характеристик кукурудзозбирального комбайну
3. Конструктивні розрахунки робочих органів.
  - 3.1. Розрахунок відривного апарату качанів.
  - 3.2. Розрахунок ріжучого апарату.
  - 3.3. Розрахунок подрібнюючого апарату.
  - 3.4. Вибір параметрів бітерного транспортера.
  - 3.5. Визначення параметрів скребкових транспортерів.
  - 3.6. Розрахунок параметрів шнеків.
  - 3.7. Визначення параметрів очисника качанів.
4. Розрахунки потужності на привід робочих органів.
  - 4.1. Потужність приводу ріжучого апарату.
  - 4.2. Потужність приводу подавально-відривного апарату.

- 4.3. Потужність на привід подрібнювача.
- 4.4. Потужність приводу шнеків і транспортерів.
- 4.5. Потужність на привід очисника.
- 4.6. Потужність на пересування комбайну.
- 5. Розробка операційної технології збирання кукурудзи на силос.
  - 5.1. Розрахунок тягово-приводного агрегату.
  - 5.2. Визначення коефіцієнту робочих ходів.
  - 5.3. Визначення коефіцієнт використання часу зміни.
  - 5.4. Розрахунок техніко-економічних показників роботи агрегатів.
  - 5.5. Операційно-технологічна карта.

Висновки.

Перелік літератури.

Додатки.

В анотації необхідно подати короткий опис роботи виконаної в даній курсовій роботі, а в кінці роботи зробити висновки за результатами проведених розрахунків.

У додатках слід розмістити специфікації загальних виглядів та складальних креслень вузлів машини.

### **Вихідні дані для розрахунків**

Завдання на курсовий проект видає викладач.

Вихідні дані приймаються в залежності від умов роботи машини. Як приклад запишемо наступні вихідні дані:

комбайн самохідний шестирядний КСКУ-6;

робоча швидкість  $V_n = 7$  км/год;

число рядків  $n = 6$ ;

врожайність качанів  $Q = 150$  ц/га;

ширина міжряддя  $b = 0,7$  м;

відсоток вмісту качанів  $k = 50$  %;

відстань між стеблами в рядку  $a = 0,3$  м;

число стебел у гнізді: при пунктирній сівбі  $z = I$ ;

при квадратно-гніздовій сівбі  $z = 1,5$ .

## I. Розрахунок технологічних характеристик

Ширина захвату комбайна (м) залежить від ширини міжряддя і числа рядків, що надходять одночасно в жатку:

$$B = n \cdot b \quad (1.1)$$

Продуктивність комбайну (га/год) визначається в залежності від робочої швидкості і ширини захвату жатки:

$$W = 0,1b \cdot V_M \quad (1.2)$$

Пропускна здатність комбайну являє собою кількість маси, що переробляється ним за одиницю часу. Сюди відносяться і стебла і качани. Якщо відомі врожайність  $Q$  (ц/га) і продуктивність комбайну, то його пропускна здатність (кг/с) визначається за формулою [5; 6]

$$q_K = \frac{W \cdot Q}{0,36k} \quad (1.3)$$

У випадку, коли врожайність невідома, можна скористатися результатами вивчення фізико-механічних властивостей стеблостою на даному полі. (Перед збиранням завжди потрібно вивчати на кожному полі фізико-механічні властивості культури). Тоді формула для визначення пропускної здатності комбайну має вигляд

$$q_K = \frac{V_M \cdot n}{3,6 \cdot a} q_c \cdot z, \quad (1.4)$$

де  $q_c$  – середня маса одного стебла з качанами, кг.

Вираз (1.4) дає можливість проаналізувати вплив різних факторів на пропускну здатність комбайну (мал. 1.1) і тим самим легко знайти, за рахунок яких факторів можна досягнути максимального завантаження комбайну без зниження якості роботи.

Середню масу стебла можна визначити, знаючи врожайність качанів і число стебел на одиниці площі.

Число стебел (шт./га) розраховується так:

$$n_c = \frac{10^4 \cdot z}{b \cdot a}, \quad (1.5)$$

тоді маса стебла, кг,

$$q_c = \frac{Q}{k} \cdot \frac{b \cdot a}{z}, \quad (1.6)$$

а пропускна здатність машини, кг/с,

$$q_k = \frac{Q}{k} \cdot \frac{V_M \cdot B}{3,6} \quad (1.7)$$

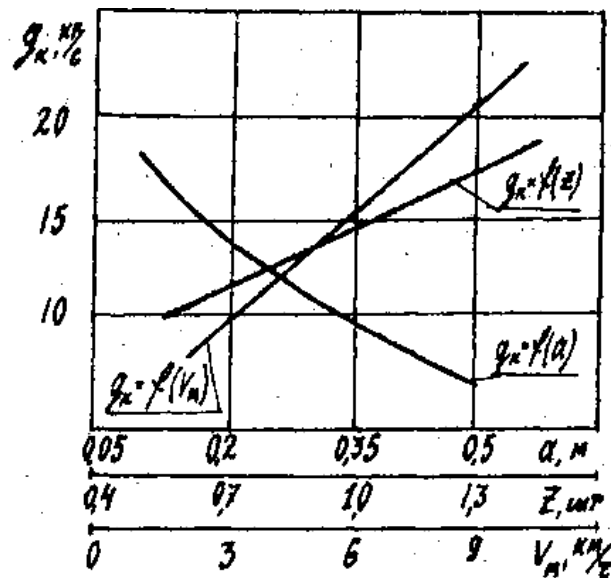


Рис.1.1. Графік залежності пропускної здатності комбайна від швидкості руху машини  $V_M$ , числа стебел у гнізді  $z$  і відстані між гніздами в рядку  $a$

Пропускна здатність очисника качанів (кг/с) визначається згідно формули

$$q_n = \frac{QV_M B}{3,6 \cdot 10^2}, \quad (1.8)$$

тоді пропускна здатність подрібнювача, кг/с,

$$q_m = q_k - q_n, \quad (1.9)$$

або з урахуванням виразів (1.7) і (1.8) можна записати:

$$q_m = \frac{QV_M B}{3,6} \left( \frac{1}{K} - \frac{1}{10^2} \right) \quad (1.10)$$

Середня маса стебел з качанів, зрізаних на висоті 0,1 м у період збирання, коливається в межах від 0,6 до 1,2 кг, і визначається їхніми розмірами і кількістю вологи [3].

Дані, отримані внаслідок технологічного розрахунку, використовуються в наступних розрахунках для визначення конструктивних і кінематичних параметрів, а також у міцнісних розрахунках, розрахунках витрат потужності й економічному обґрунтуванні проекту.

## II. Конструктивні розрахунки робочих органів

### 2.1. Відривний апарат качанів

Відривний апарат качанів призначений для подачі стебел до зрізуючого апарату і шнеку стебел, а також для відриву качанів.

Взаємодія вальців зі стеблами відбувається в такий спосіб: Вальці, обертаючись з коловою швидкістю  $V_e$ , як би прокочуються по стеблу. Швидкість  $V_e$  завжди спрямована перпендикулярно осі обертання вальців. Оскільки вісь стебла  $I$  розташована під кутом  $\frac{\pi}{2} - \alpha$  до осі вальця, то стебло буде зміщуватися вздовж осі вальця із швидкістю  $V_2$ . Векторна сума швидкостей  $\bar{V}_e$  і  $\bar{V}_2$  являє собою швидкість прокатування вальця вздовж осі стебла, тобто

$$\bar{V}_c' = \bar{V}_e + \bar{V}_2 \quad (2.1)$$

Швидкість  $\bar{V}_c'$  завжди спрямована уздовж осі стебла і є результуючою колової швидкості вальців:

$$V_c' = \frac{V_e}{\cos \alpha} \quad (2.2)$$

Напрямок руху стебла завжди збігається з напрямком вектора швидкості точки вальця в місці його контакту із стеблом. Отже, швидкість стебла являє собою дзеркальне зображення швидкості  $V_c'$  стосовно осі стебла. Таким чином, можна записати:

$$V_e = V_c', \quad (2.3)$$

$$V_c = V_c' \quad (2.4)$$

### Визначення довжини вальців

Довжина вальців залежить від кута їхнього розташування щодо горизонталі і довжини стебла, на якій розташовуються качани. Стебло довжиною  $l$  повинно прокочуватися по всій довжині вальців  $L$ . Ця умова витримується в тому випадку, якщо час прокатування стебла довжиною  $l$  дорівнює часу руху стебла по довжині  $L$  вальця. З рис.2.1 видно, що



$$l = V_c' t, \quad (2.5)$$

$$L = V_2 t \quad (2.6)$$

Швидкість  $V_2$  можна виразити через колову швидкість вальців, тобто

$$V_2 = V_e t q \alpha \quad (2.7)$$

Підставимо вираз (2.2) і (2.7) відповідно в (2.5) і (2.6) і останнє поділимо один на одного, після перетворень отримаємо:

$$L = l \sin \alpha \quad (2.8)$$

Якщо стебло має нахил до вертикалі під кутом  $\beta$ , то формула (2.8) виглядає так:

$$L = l \sin(\alpha \pm \beta) \quad (2.9)$$

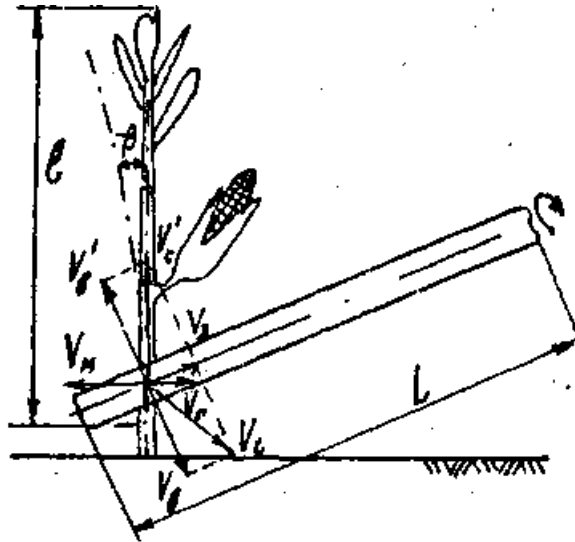


Рис. 2.1. Схема прокочування стебла по вальцю відривного апарату:

1 – стебло;

2 – валець

Ця формула в загальному вигляді показує зв'язок між станом стеблостою і конструктивними параметрами вальців. Знак (+) приймається, коли стебло має нахил назад, а знак (-) – коли стебло має нахил вперед по напрямку руху машини.

Довжина стебла, на якому розташовуються качани, визначається експериментально і залежить від сорту кукурудзи. На неполивних землях вона складає від 1,2 до 1,8 м; на поливних – 1,2 ÷ 2 м.

Кут розташування осі відривних вальців щодо горизонталі – 30-35°.

Для комбайна КСКУ-6 кут  $\alpha = 33^\circ$ .

В реальних умовах довжина стебел і їх нахил впливають на якість і стійкість роботи відривного апарату (рис.2.2).

Наприклад, при  $\beta = 0$ ,  $\alpha = 33^\circ$  і  $l = 1,5$  м довжина вальців, на якій прокочується стебло, дорівнює 0,76 м, тобто використовується повністю вся конструктивна довжина відривного апарату комбайна КСКУ-6. У випадку нахилу назад  $-0,75 < l \sin(\alpha + \beta)$  частина стебла зацімлюється вальцями в самому їх кінці, що викликає обрив листя, унаслідок чого має місце забивання відривного апарату.

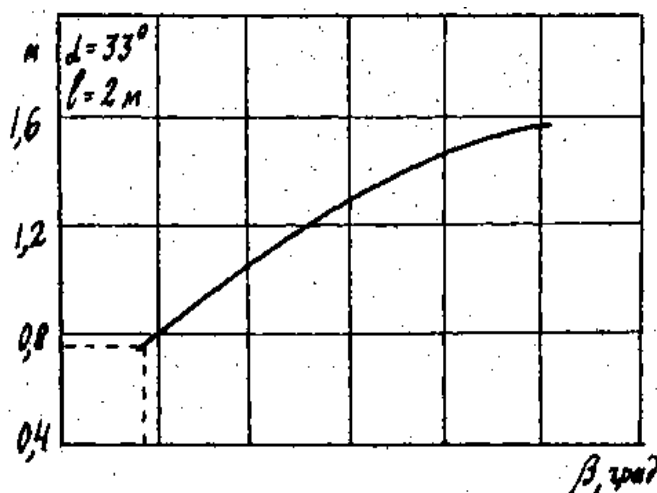


Рис. 2.2. Графік залежності довжини вальців  $L$  від кута нахилу стебел  $\beta$

Нахил стебел вперед зменшує швидкість  $V_2$  пересування стебел вздовж вальців, що приводить до накладки стебел один на одного і також порушує процес відриву качанів – через забивання вальців у передній їхній частині, тобто  $V_m > V_r$  (див. вираз (2.15). Вологість стебел також впливає на роботу відривного апарату. Так, стебла з меншою вологістю підвищують можливість забивання вальців із збільшенням кута нахилу стебел, особливо назад.

### Визначення діаметру подавально-відривних вальців

На сучасних кукурудзозбиральних комбайнах встановлюються вальці, що мають зовнішні поверхні рифлені або ребристі по типу бітерів. Наявність ребер або лопастей бітерів забезпечує надійне захоплення стебел при будь-якій їхній товщині і вологості.

Умова захоплення стебел визначається нерівністю [3]

$$\alpha_3 < \varphi \quad (2.10)$$

де  $\alpha_3$  – кут захоплення стебла;

$\varphi$  – кут тертя матеріалу вальця по стеблу.

З рис. 2.3 легко бачити, що [3]

$$D - D \cos \alpha_3 = d_c - h, \quad (2.11)$$

звідси

$$D = \frac{d_c - h}{1 - \cos \alpha_3}, \quad (2.12)$$

де  $d_c$  – середній діаметр стебла, м;

$h$  – величина зазору між вальцями, м.

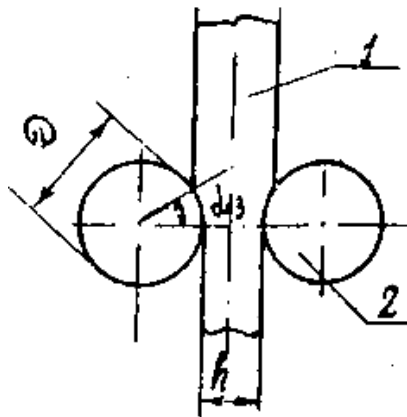


Рис. 2.3. Схема обтиснення стебла вальцями:

1 – стебло;

2 – валець

З врахуванням нерівності (2.10) вираз (2.12) перепишеться так:

$$D \geq \frac{d_c - h}{1 - \cos \varphi} \quad (2.13)$$

Як видно з формули (2.13), діаметр вальців залежить від величини обтиску (деформації) стебла  $d_c - h$  і кута тертя стебел по матеріалу вальця, тобто від ступеня активності вальців. Кут тертя залежить від вологості стебел і змінюється від 25 до 45°. Величину обтиску стебел можна прийняти для попередніх розрахунків (0,6-0,9). Зазор між вальцями при постійному обтиску стебел змінюється в залежності від діаметра стебел. В результаті того, що товщина стебла зменшується від рівня зрізу в бік верхівки, то на початку вальців зазор  $h$  має бути більшим, а наприкінці – меншим.

Діаметр стебел кукурудзи на висоті 0,1...0,15 м від поверхні ґрунту змінюється від

15 до 50 мм, що вказує на необхідність регулювання зазору між вальцями.

На існуючих кукурудзозбиральних машинах діаметр подавально-відривних вальців знаходиться в межах  $70 \div 100$  мм.

### Визначення частоти обертання вальців

Частота обертання вальців (об/хв) може бути визначена за формулою

$$n_{\epsilon} = \frac{V_{\epsilon}}{\pi D 60} \quad (2.14)$$

Колова швидкість вальців  $V_{\epsilon}$  повинна бути погоджена із швидкістю пересування машини. Ця узгодженість визначає режим роботи відривного апарату, який може бути знайдений з рівності (див. рис. 2.1)

$$V_m = V_r, \quad (2.15)$$

де  $V_m$  – поступальна швидкість руху комбайна;

$V_r$  – горизонтальна складова швидкості пересування стебел вздовж осі вальців.

З рис. 2.1 видно, що

$$V_r = V_{\epsilon} \operatorname{tg}(\alpha \pm \beta) \cos \alpha, \quad (2.16)$$

тоді формула для визначення частоти обертання вальців, з урахуванням (2.16), перепишеться так:

$$n_{\epsilon} = \frac{60 V_m}{3,6 \pi D \cos \alpha [\operatorname{tg}(\alpha \pm \beta)]} \quad (2.17)$$

Для стебел прямостоячих, тобто при  $\beta = 0$ ,

$$n_{\epsilon} = \frac{60 V_m}{3,6 \pi D \sin \alpha} \quad (2.18)$$

Аналіз залежності (2.17) показує, що частота обертання вальців знаходиться в прямій залежності від швидкості руху машини та у зворотній залежності від кута  $\alpha$ .

Істотний вплив на частоту обертання вальців робить кут нахилу стебел  $\beta$  (рис.2.4). Так, збільшення кута нахилу тільки на  $20^{\circ}$  вперед збільшує частоту обертання вальців у 3 рази. Це вказує на те, що відривний апарат може забиватися при збиранні кукурудзи в період полеглості стебел і втрачати качани, що і спостерігається на практиці.

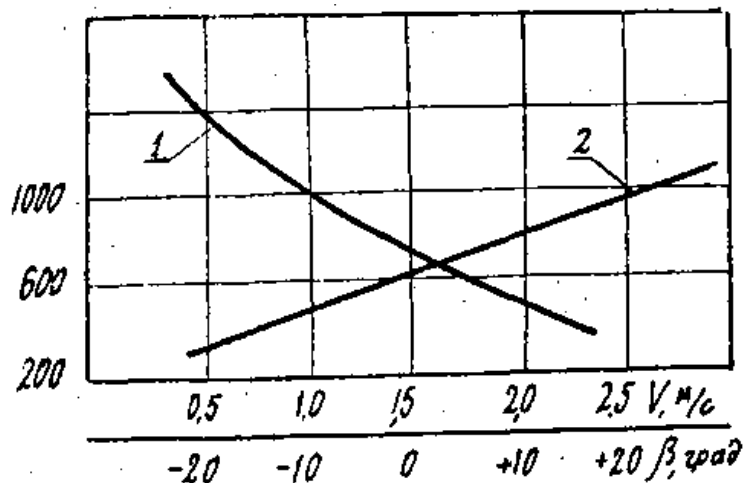


Рис. 2.4. Залежність частоти обертання вальців від швидкості руху машини  $V_m$  і кута нахилу стебел  $\beta$  :  
 1 – при  $\beta=0$  і  $\alpha=33$ ;  
 2 – при  $V_m=6$  км/год і  $\alpha=33$ .

Відсутність регулювання частоти обертання вальців у серійних машинах варто вважати недоліком їх конструкції.

## 2.2. Ріжучий апарат

Ріжучий апарат призначений для зрізання стебел і подачі їхньою кімлевою частиною у шнек стебел.

На комбайнах КСКУ-6, ККП-3 і приставках до зернозбиральних комбайнів встановлений ріжучий апарат роторного типу безпідпiрного різання. Він складений з декількох частин, в залежності від ширини захвату машини. На комбайні "Херсонець-200" (КСКУ-6) встановлено два ротори. На трубчастому валу болтами закріплені кілька секцій ножів так, що кожна секція зрізує один рядок. Ножі суміжних секцій взаємно зміщені на  $90^\circ$  для згладжування пульсуючого навантаження.

Роторний ріжучий апарат характеризується високою технологічною надійністю, однак має великі витрати потужності на привід і високу металоємність. За даними ГСКБ Херсонського комбайнового заводу, витрати тільки на холостий хід ріжучого апарату складають від 15 до 30 кВт. Крім того, траєкторія ріжучої кромки ножів знаходиться на висоті 300...350 мм від поверхні землі, що призводить до значних втрат качанів кукурудзи. Так, при збиранні кукурудзи в період, що перевищує 10...15 днів від початку

господарської стиглості зерна, і вологості нижче 20...25 %, коли качани опускаються, втрати їх досягають 15...20 %.

Ріжучий апарат має складну конструкцію і вимагає ретельного динамічного балансування, а ножі мають складну конфігурацію і технологію виготовлення, вимагають також частого заточення. Тому роторний ріжучий апарат безпідпiрного рiзання може бути предметом конструкторської розробки в напрямку усунення зазначених недоліків.

До недоліків ріжучого апарату необхідно також віднести те, що він встановлений на рамі жатки жорстко, без самостійного копіювання. Очевидно, це вимагає значної твердості ножа, щоб виключити поломки при зустрічі його з нерівностями ґрунту і сторонніми предметами.

### **Обґрунтування діаметра ротора**

Діаметр ротора є параметром, величина якого позитивно впливає на його твердість і конструктивну надійність, особливо при перевантаженнях у результаті зустрічі з перешкодами, але, з іншого боку, збільшення діаметра збільшує висоту зрізу, яка змінюється від 50 до 350 мм.

Качани знаходяться на стеблах на висоті 250-500 мм, вони попадають у зону траєкторії руху ножів, що призводить до їх ушкодження і втрати біологічного врожаю. З погляду конструктивної і технологічної надійності, діаметр ріжучого апарату повинен бути прийнятий рівним 172 мм.

Пошук ріжучого апарату із кращими якісними показниками є проблемою, нерозв'язаною дотепер.

### **Визначення частоти обертання ротора**

Частота обертання ріжучого апарату залежить від колової швидкості ножів, яка, у свою чергу, повинна бути такою, щоб збуджена в стеблі інерція його маси створила достатню твердість стебла і силу підпору, необхідну для протікання процесу рiзання.

Для безпідпiрного зрізу стебел кукурудзи колова швидкість ножів повинна бути не менш 20 м/с [3] . Звідси частоту обертання (об/хв) ріжучого апарату можна визначити за формулою

$$n_p = \frac{60V_n}{\pi D_n}, \quad (2.19)$$

де  $V_n$  – колова швидкість ножа, м/с;

$D_n$  – діаметр ротора ріжучого апарату, м.

### 2.3. Подрібнюючий апарат

Подрібнюючий апарат кукурудзозбиральних комбайнів призначений для виконання операцій подрібнення стебел і навантаження подрібненої маси у транспортні засоби. Найчастіше на вітчизняних комбайнах застосовуються барабанні подрібнювачі. У порівнянні з дисковими і роторними подрібнювачами, вони простіші за конструкцією, надійніші в роботі. До недоліків можна віднести їх високу металоємність і енергоємність. Зазначені недоліки можна усунути, застосувавши кращі сталі, створивши більш раціональну конструкцію ножів і лопаток і покращивши сам процес різання.

Барабан являє собою трубчастий вал з цапфами на кінцях для встановлення його в підшипниках. На валу за допомогою шпонок закріплені диски з вирізами для кріплення ножів і лопаток. Ножі та лопатки встановлені секційно.

#### Визначення довжини подрібнюючого барабану

Довжина барабана (м) може бути визначена з умови розміщення стебел в один ряд по його довжині, тобто

$$e_c = N_c d_{\max}, \quad (2.20)$$

де  $N_c$  – кількість стебел, що утворить шар у горловині подрібнювача, шт.;

$d_{\max}$  – середній діаметр стебел при максимальній врожайності, м.

Кількість стебел (шт.), що надходять у горловину, визначається за формулою

$$N_c = \frac{V_m}{V_c} \cdot \frac{l}{a} \cdot n \cdot z, \quad (2.21)$$

де  $V_m$  – поступальна швидкість комбайна, км/год;

$V_c$  – швидкість надходження стебел у подрібнювач.

(Швидкість  $V_c$  повинна бути більшою за  $V_m$  у 1,3-1,35 рази).

## Визначення частоти обертання барабану

Частота обертання барабану визначає ступінь подрібнення стебел, тобто якість подрібленої маси. Відповідно до вимог, довжина подрібнених часток стебел (довжина різання) повинна бути в межах 15...20 мм. З огляду на це, частоту обертання барабану (об/хв) можна визначити за формулою

$$n_{\delta} = \frac{V_c}{0,06\Delta l \cdot z_{\delta} k_{\delta}}, \quad (2.22)$$

де  $V_c$  – швидкість подачі стебел, км/год;

$\Delta l$  – довжина різки, м;

$k_{\delta}$  – дослідний коефіцієнт, що враховує фактичне збільшення довжини різання ( $k_{\delta} = 1,4...1,5$ );

$z_{\delta}$  – число ножів барабану (число ножів приймається в межах 4...8 шт.) .

Режим роботи подрібнювачів, що виконують також операцію навантаження маси в транспортні засоби, визначається не тільки якістю подрібнення, але і стійкістю процесу транспортування (навантаження) маси. Причому процес навантаження подрібненої маси вимагає більш прискореного режиму. Як показали матеріали досліджень, опубліковані Резніком [3], стійкість процесу транспортування спостерігається при коловій швидкості ножів 35...45 м/с. Отже, результати розрахунку, отримані за формулою (2.22), необхідно перевірити за умовою

$$35...45 \leq \frac{\pi D_{\delta} n_{\delta}}{60} \quad (2.23)$$

Ця формула використовується для визначення діаметра барабану. Так, якщо припустити, що  $V_{\delta} = 35...40$  м/с, то його діаметр (м) визначається так:

$$D_{\delta} = \frac{V_{\delta} 60}{\pi n_{\delta}} \quad (2.24)$$

Вдосконалювання подрібнювача повинно йти шляхом зниження зусилля різання, зменшення витрат потужності на холостий хід і на виконання технологічного процесу в цілому.



## 2.4. Вибір параметрів бітерного транспортера

Бітерний транспортер служить для ущільнення стебел і подачі їх в подрібнювач.

Для нормальної роботи комбайна колова швидкість бітерів повинна бути більшою за поступальну швидкість машини в 1,1...1,5 рази, для того, щоб забезпечити неперервність процесу подачі стебел і відсутність значного перекриття їх між собою.

Отже, можна записати:

$$V_{\text{біт}} = V_{\text{м}} (1,1 \dots 1,5), \text{ м/с} \quad (2.25)$$

Звідси частота обертання бітерів, об/хв,

$$n_{\text{біт}} = \frac{V_{\text{біт}} \cdot 60}{\pi \cdot D}, \quad (2.26)$$

де  $D_{\text{біт}}$  – діаметр бітерів ( $D_{\text{біт}} = 320 \text{ мм}$ ).

Швидкість останнього, живильного бітера як проміжної ланки на шляху руху стебел від жниварки до подрібнювача повинна задовольняти умову

$$V_{\text{м}} < V_{\text{біт}} < V_{\text{н}} \quad (2.27)$$

Крім цього, необхідно враховувати агровимоги, згідно яких довжина різання повинна знаходитися в межах 15...20 мм. Вона, в свою чергу, залежить від швидкості подачі стебел. З урахуванням цього можна записати:

$$V_{\text{н}} = \frac{\Delta l \cdot n_{\text{б}} \cdot z_{\text{б}}}{60} \quad (2.28)$$

В реальних умовах довжина різання перевищує агротехнічні вимоги – внаслідок неякісного різання або завищення швидкості подачі, що, в свою чергу, зменшує ризик забивання бітерного транспортера.

## 2.5. Визначення параметрів скребкових транспортерів

У кукурудзозбиральних машинах скребкові транспортери служать для подачі неочищених качанів на очисник і очищених у транспорт.

Транспортер включає кожух з головками на кінцях, у яких знаходяться вали з зірочками і втулково-роликовим ланцюгом зі скребками.

Розрахунку підлягають швидкість руху транспортера, якщо відомі його конструктивні розміри, або розміри, в залежності від швидкості, яка може бути

визначена режимом роботи попередніх робочих органів.

Швидкість руху транспортера (м/с) визначиться з виразу

$$V_{mp} = \frac{q_n}{n_m H_m \cdot l_n \cdot \gamma \cdot \psi \cdot k_n}, \quad (2.29)$$

де  $q_n$  – продуктивність комбайна в качанах, кг/с;

$n_m$  – число транспортерів, що забезпечує дану продуктивність в качанах;

$H_m$  – висота скребка, м;

$l_n$  – середня довжина качанів, м;

$\gamma$  – об'ємна маса початків (визначається дослідним шляхом), кг/м<sup>3</sup>;

$\psi$  – коефіцієнт заповнення. (Для транспортерів, призначених для переміщення різних видів сільськогосподарської продукції,  $\psi = 0,6...0,8$ );

$k_n$  – коефіцієнт, що враховує перевищення довжини скребка над середнім розміром качанів.

Для усунення нагромадження маси качанів, що надходять від поперечних шнеків до скребкових транспортерів, швидкість останніх повинна бути більшою за швидкість качанів на шнеках у 1,1...1,15 рази. З цих умов за формулою (2.29) можна визначити висоту скребоків транспортера.

## 2.6. Розрахунок параметрів шнеків

У комбайні КСКУ-6 використовуються шнеки для формування валка зі стебел і подачі їх до бітерного транспортера і шнеки для збирання качанів і подачі їх до скребкових транспортерів.

Шнек стебел являє собою зварену трубу з двома гвинтовими стрічками, що сходяться до середини, правої і лівої навивки, які переходять у середній частині шнека в лопасті, що перекривають одна одну по довжині. Діаметр шнека стебел рівний 500 мм.

Шнек качанів має витки правої і лівої навивки, що розходяться від середини до країв і закінчуються скребками для подачі качанів на бокові транспортери. Діаметр шнека качанів рівний 400 мм.

Діаметр валів шнеків, що мають діаметри від 400 до 600 мм, приймається в межах 250...300 мм.

### Визначення кроку гвинта шнеків

Крок гвинта (м) залежить від діаметра шнека і визначається за формулою

$$S_{ш} = (0,6...1,2)D_{ш} \quad (2.30)$$

Для горизонтальних шнеків, призначених для рівномірної подачі стебел сільськогосподарських рослин, крок гвинта приймається трохи меншим його діаметра, тобто  $S_{ш} < D_{ш}$ .

### Визначення частоти обертання шнеків

Частота обертання шнеків (об/хв) залежить від їхньої продуктивності і розмірів, а також від фізико-механічних властивостей продукту, що транспортується, [5; 6]:

$$n_{ш} = \frac{240q_{ч}}{\pi(D_{ш}^2 - d_{ш}^2)\psi S_{ш} \cdot c \cdot \gamma}, \quad (2.31)$$

де  $q_{ч}$  – продуктивність частини шнека, яка має однобічну навивку, кг/с;

$D_{ш}$  – зовнішній діаметр гвинта шнека, м;

$d_{ш}$  – діаметр вала шнека, м;

$S_{ш}$  – крок гвинта, м;

$c$  – коефіцієнт зниження продуктивності в залежності від кута нахилу шнека. (Для горизонтальних шнеків  $c = 1$ );

$\gamma$  – об'ємна вага матеріалу, що транспортується :

стебло кукурудзи без качанів  $\gamma_c = 35...50$  кг/м<sup>3</sup>;

качани неочищені  $\gamma_r = 290...300$  кг/м<sup>3</sup>;

$\psi_{ш}$  – коефіцієнт заповнення. (Для горизонтальних шнеків, призначених для транспортування сільськогосподарської продукції,  $\psi_{ш} = 0,3...0,4$ ).

### 2.7. Визначення параметрів очисника качанів

Очисний апарат призначений для очищення качанів від обгортки (листя). У сучасних кукурудзозбиральних комбайнах застосовуються очисники вальцьового типу. Очисник являє собою батарею вальців, що розташовуються парами на різній висоті так, що кожна пара зміщена відносно сусідньої на 15-30 мм. Таке розташування вальців утворює очисник у вигляді жолобів для орієнтування качанів вздовж осей вальців.

Один з кожної пари вальців має прорезинену ребристу поверхню, інший, чавунний, – виступи, зуби. Така конструкція дозволяє добре захопити обгортку і сприяє обертанню качана вздовж своєї осі у процесі руху по поверхні вальців.

Блок вальців має нахил 25-30°. Над кожним блоком встановлені активні бітери для руйнування обгортки і переміщення качанів.

При розрахунках очисного апарату необхідно дотримуватись умов, за яких кожен качан увійде в контакт з парою вальців. Для дотримання цієї умови качани повинні переміщуватися по жолобі вальців тільки в один шар один за одним.

Відстань (м) між качанами, що рухаються по вальцях,

$$\Delta l = (0,5 \dots 1,0) l_n, \quad (2.32)$$

де  $\Delta l_n$  – відстань між качанами, м;

$l_n$  – середня довжина качанів, м.

Швидкість переміщення качанів по вальцях  $V_n = 0,25 \dots 0,4$  м/с.

Необхідна кількість пар вальців (шт.) визначається за формулою

$$m = \frac{q_n (l_n + \Delta l_n)}{q V_n}, \quad (2.33)$$

де  $q$  – середня вага качана, кг/с;

$q_n$  – продуктивність очисника, кг/с.

### III. Визначення потужності на привід робочих органів

#### 3.1. Ріжучий апарат

Привідна потужність ріжучого апарату витрачається на подолання шкідливих опорів, внаслідок тертя в підшипниках (через наявність повітря), і на корисну роботу (різання стебел і подачу їх у шнек).

За даними ГСКБ Херсонського комбайнового заводу, загальна потужність приводу ріжучого апарату коливається в широких межах від 30 до 80 кВт. Підвищення витрат потужності спостерігається при збиранні полеглих, вологих стебел, а також на засмічених ділянках.

При розробці нової конструкції роторного ріжучого апарату потужність (кВт) на

його привід можна визначити за формулою [3]

$$N_p = N_{TP} + N_e + N_{cp} + N_{bp} \quad (2.34)$$

Потужність на подолання тертя в підшипниках  $N_{TP}$  визначається так:

$$N_{TP} = (Rf_n r_o + \tau \sum S_{\sigma}) \frac{\pi \cdot n_p}{3,06 \cdot 10^3}, \quad (2.35)$$

де  $R$  – сума реакцій опор ріжучого апарату, кг;

$f_n$  – коефіцієнт тертя в підшипниках;

$r_o$  – радіус цапф вала ротора, мм;

$\sum S_{\sigma}$  – бічна поверхня всіх обертових деталей, м<sup>2</sup>;

$\tau$  – питомий момент тертя боковин поверхонь з повітрям, кгм/см<sup>2</sup>; (За даними ВИМа, можна прийняти  $\tau = (5,3 \dots 5,5) \cdot 10^{-5}$  кгм/см<sup>2</sup>);

$n_p$  – частота обертання ротора, об/хв.

Потужність на передачу кінетичної енергії повітря при обертанні ножів

$$N_e = \frac{\gamma_e \sum (F_l \cdot r_{\eta}^3) \pi^3 n^3}{5,5 \cdot 10^6 \cdot g}, \quad (2.36)$$

де  $\gamma_e$  – об'ємна маса повітря ( $\gamma_e = 1,29$  кг/м<sup>3</sup>);

$F_l$  – лобова поверхня обертових деталей ротора, м;

$r_{\eta}$  – відстань центра лобової поверхні деталей від осі обертання, м;

$g$  – прискорення сили тяжіння ( $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>).

Потужність на зрізання залежить від фізико-механічних властивостей і розмірів стебел, а також від подачі на ріжучий апарат:

$$N_{cp} = A_{cp} \cdot \frac{z_n \cdot d_{cp} \cdot n_n \cdot z_{nk}}{6,18 \cdot 10^3 \cdot a}, \quad (2.37)$$

де  $A_{cp}$  – робота на виконання одного зрізу. (За даними ВИСХОМа і ГСКБ Херсонського комбайнового заводу, робота на зріз одного стебла діаметром 20 мм дорівнює 5 Н·м, а діаметром 30 мм – 18 Н·м. При рубуючій дії ножів роботу необхідно збільшувати в 3,5-4,5 рази) [3];

$z_n$  – число ножів по колу ротора, шт.;

$d_{cp}$  – діаметр стебел на рівні зрізу, м;

$z$  – число стебел у гнізді, шт.;

$n$  – число рядків, шт.;

$k$  – коефіцієнт, що враховує затуплення ріжучої кромки. (Якщо радіус заокруглення знаходиться в межах 0, 5...0,8 мм, то  $k = 2,5...3$ ; а при радіусі заокруглення 2...5 мм –  $k=10...15$ ).

$a$  – відстань між стеблами в рядку, м.

Потужність на відкидання стебел у шнек пропорційна продуктивності комбайна і квадрату швидкості відкидання, тобто

$$N_{\text{бп}} = \frac{q_m V_n^2}{102g} \quad (2.38)$$

Для приблизних розрахунків уже відомої конструкції ріжучого апарату витрати потужності можна розраховувати на підставі експериментальних даних:

$$N_p = n \left[ N_{\text{хн}} + A_{\text{ср}} \frac{z_n d_{\text{ср}} n_n \cdot z \cdot k}{6,18 \cdot 10^3 \cdot a} \right], \quad (2.39)$$

де  $N_{\text{хн}}$  – потужність холостого ходу. (За даними ГСКБ Херсонського комбайнового заводу, потужність холостого ходу складає 2,5...4,5 кВт на ширину захвату одного рядка).

### 3.2. Потужність на відрив качанів

При роботі подавально-відривного апарату потужність (кВт) затрачається на відрив качанів і протягування стебел і залежить від продуктивності та питомої енергоємності стебел:

$$N_o^{\text{ср}} = N_{\text{уд}} \cdot q_n, \quad (2.40)$$

де  $N_o^{\text{ср}}$  – середня енергоємність відривного апарату, кВт;

$N_{\text{уд}}$  – питома енергоємність пари вальців; (За даними ГСКБ Херсонського комбайнового заводу,  $N_{\text{уд}} = 1,1...1,25$  кВт/кг/с);

$q_n$  – продуктивність відривного апарату, кг/с.

В реальних умовах подача змінюється в широких межах, тому крутний момент приводу подавально-відривного апарату не може бути постійним і значно відрізняється

від середнього значення.

Відношення середньомаксимального крутного моменту до середнього при роботі вальців під навантаженням знаходиться в межах 1,9...2,3 [3]. При забиванні вальців відношення моментів може досягати 3,5. Отже, якісний розрахунок вальців необхідно вести за максимальним крутним моментом, тобто

$$M_p = 3,5M_{cp}, \quad (2.41)$$

де  $M_{cp}$  – крутний момент, Нм (визначають у залежності від середньої потужності).

$$M_{cp} = 716,2 \frac{N_o}{n_g} \quad (2.42)$$

### 3.3. Потужність привода подрібнювача

Потужність, що затрачається на привід подрібнювача, залежить від фізико-механічних властивостей листостеблової маси, ступеня подрібнення, пропускної здатності машини і конструкції самого подрібнювача.

Для подрібнювача відомої конструкції потужність (кВт) на його привід можна визначити за формулою, у якій витрати потужності залежать від ступеня подрібнення:

$$N_{\bar{o}} = N_{x\bar{o}} + \frac{q_m}{1020q_c} \cdot A_{cp} \left( \frac{l}{\Delta l} - 1 \right), \quad (2.43)$$

де  $l$  – середня висота стебел, м;

$\Delta l$  – середня довжина різки, м;

$A_{cp}$  – середня робота на зріз одного стебла (необхідно брати рубаюче різання), Н·м;

$q_m$  – продуктивність подрібнювача, кг/с;

$q_c$  – середня маса одного стебла, кг;

$N_{x\bar{o}}$  – потужність холостого ходу барабана подрібнювача.

(За даними ВИСХОМа,  $N_{x\bar{o}} = 10...15$  кВт – для комбайна КСКУ-6). Або ще простіше так:

$$N_{\bar{o}} = N_{x\bar{o}} + q_m N_{y\bar{o}}, \quad (2.44)$$

де  $N_{y\bar{o}}$  – питома потужність, затрачувана на подрібнення і навантаження маси в транспортер. (За даними ГСКБ Херсонського комбайнового заводу, для лопаткових

ножів  $N_{yo} = 2,3...2,5$  кВт/кг/с).

У випадку розробки нової конструкції подрібнювача необхідно визначити витрати потужності окремо на холостий хід, на подрібнення, на відкидання маси, на тертя маси по кожуху подрібнювача і потім їх підсумувати.

Потужність, що витрачається на холостий хід, тобто на тертя в підшипниках і через наявність повітря, визначається так само, як і для роторного ріжучого апарату.

Потужність на подрібнення можна визначити з формули (2.43) (див. другий доданок).

Потужність, що затрачається на тертя маси по кожуху, визначиться із виразу

$$N_{TP} = \frac{q_m \beta_\kappa \omega^2 R_\kappa^2 (f_\delta + k_\delta)}{102g}, \quad (2.44)$$

або, підставивши замість  $\omega = \frac{\pi \cdot n_\delta}{30}$ , після перетворень одержимо:

$$N_{TP} = \frac{q_m \beta_\kappa (f_\delta + k_\delta)}{9,18 \cdot 10^4 g} \cdot \pi^2 n_\delta^2 R_\kappa^2, \quad (2.45)$$

де  $\beta_\kappa$  – кут переміщення маси по кожуху, рад.;

$R_\kappa$  – радіус кожуха барабану, м;

$n_\delta$  – частота обертання барабану, об/хв;

$f_\delta$  – коефіцієнт тертя маси по кожуху ( $f_\delta = 0,3...0,35$ );

$k_\delta$  – коефіцієнт, що враховує деформацію маси ( $k_\delta = 0,4...0,5$ ).

Аналіз виразу (2.45) показує, що є потенційна можливість зменшити витрати потужності на тертя маси по кожуху подрібнювача за рахунок зменшення коефіцієнтів ( $f_\delta + k_\delta$ ), кута  $\beta_\kappa$  і частоти обертання барабану подрібнювача  $n_\delta$ .

Потужність на передачу кінетичної енергії частинкам подрібненої маси пропорційна квадрату швидкості і може бути обчислена за відомою формулою. Або, з врахуванням конструктивних і кінематичних параметрів подрібнювача і його продуктивності, запишемо:

$$N_{ув} = \frac{q_m n_\delta^2 R_\delta^2}{1,82 \cdot 10^5} \quad (2.46)$$



## Потужність приводу шнеків і транспортерів

Потужність (кВт), затрачувана на транспортування маси і качанів, залежить від продуктивності, довжини шляху переміщення матеріалу і його фізико-механічних властивостей, тобто

$$N_{ш} = \frac{q_k (l_{TP} f + h)}{102} \quad (2.47)$$

Якщо виразити довжину  $l_{TP}$  через висоту  $h$ , то дана залежність прийме вигляд:

$$N_{ш} = \frac{q_k L (f \cos \alpha + \sin \alpha)}{102}, \quad (2.48)$$

де  $q_k$  – продуктивність комбайна, кг/с;

$L$  – довжина транспортера або шнека, м;

$f$  – коефіцієнт, що враховує опір руху матеріалу по кожуху. (Для сільськогосподарських матеріалів  $f = 1,2 \dots 1,3$ );

$\alpha$  – кут нахилу шнека або транспортера, град.

За формулою (2.48) окремо визначається потужність на пересування матеріалу для різних шнеків і транспортерів, а потім результати сумуються.

На комбайні КСКУ-6 транспортер неочищених качанів установлений під кутом  $37^\circ$ , очищених –  $45^\circ$ .

Довжини транспортерів відповідно – 4275 мм і 3667 мм.

## Потужність на привід очисника

Зусилля відриву обгортки від качанів залежить від спілості качанів. Так, недозрівший лист, відривається з великим зусиллям у порівнянні з дозрілим. Для відриву одного стебла необхідно прикласти зусилля 3,6...4,4 кг [3].

Згідно даних ГСКБ Херсонського комбайнового заводу, потужність, затрачувана на привід очисника комбайна "Херсонець-200", при коливанні продуктивності від 9,5 кг/с до 14 кг/с знаходиться в межах 10...15 кВт. Отже, питома потужність коливається від 1,1 до 1,2 кВт/кг/с. Потужність на привід очисника

$$N_{оч} = N_{уд}^{оч} \cdot q_n, \quad (2.49)$$

де  $N_{уд}^{оч}$  – питома потужність очисника, кВт/кг/с;

$q_n$  – продуктивність очисника, кг/с.

### Потужність на пересування комбайна

При русі комбайна потужність витрачається на зминання ґрунту, подолання купин, деформацію шин та ін. Коефіцієнт опору змінюється в широких межах від 0,1 до 1,1. З урахуванням маси комбайна і швидкості руху можна записати:

$$N_{\partial\partial} = \frac{GfV_m}{3,67 \cdot 10^2}, \quad (2.50)$$

де  $G$  – маса комбайна, кг;

$f$  – коефіцієнт опору;

$V_m$  – швидкість комбайна, км/год.

Сумарна потужність на привід робочих органів і пересування комбайна

$$N = N_p + N_o + N_{\partial} + \sum N_{TP} + N_{oc} + N_{\partial\partial} \quad (2.51)$$

## ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. Комплексная программа подготовки инженеров-механиков по специальности 1509 «Механизация сельского хозяйства». – М., 1985. – С. 348-350.
2. Сабликов М.В., Кузьмин М.В. Курсовое и дипломное проектирование по сельскохозяйственным машинам. – М.: Колос, 1983. – 191 с.
3. Кукурузоуборочные машины /К.В. Шатилов, А.П. Орехов, З.И. Марголин и др. – М.: Машиностроение, 1966. – 342 с.
4. Индустриальная технология производства кукурузы /А.И. Желобов, К.С. Орманджи, П.Н. Бурченко и др. – М.: Ростсельхозмаш, 1983. – 317 с.
5. Справочник конструктора с.-х. машин /Под ред. А.В. Красниченко, – М.: Машиностроение, 1962. – Т.1, 2.
6. Справочник конструктора с.-х. машин /Под ред. М.И. Клецкина. – М.: Машиностроение, 1964. – Т.3. – С.820-836.
7. Салтыков Л.И., Семашко Г.Л. Программирование для всех. – М.: Наука, 1936. –175 с.
8. Айнеберг В.Д., Геронимус Ю.В. Основы программирования для Единой системы ЭВМ. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 177-285.
9. Комбайн кукурузоуборочный самоходный КСКУ-6. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Киев: Реклама, 1987. – 169 с.

